

П.І. Огородніковд-р техн. наук
МНТУ**В.М. Світлицький**д-р техн. наук
ПАТ «Укргазвидобування»**В.І. Гоголь**

МНТУ

Аналіз вібраційної міцності бурильної колони з використанням теорії випадкових коливань

УДК 622.24.053

У статті викладено основні результати науково-дослідної роботи, пов'язаної з розробкою теоретичних і експериментальних методів оцінки рівня вібраційної міцності елементів бурильної колони із застосуванням теорії ймовірності. Наведено деякі дані статистичної обробки експериментів. Запропоновано для оцінки і аналізу вібраційної міцності бурильної колони в процесі поглиблення свердловини використовувати основні залежності теорії випадкових коливань.

В работе изложены основные результаты научно-исследовательской работы, связанной с разработкой теоретических и экспериментальных методов оценки уровня вибрационной прочности элементов бурильной колонны с применением теории вероятности. Приведены некоторые данные статистической обработки экспериментов. Предложено для оценки и анализа вибрационной прочности бурильной колонны в процессе углубления скважины использовать основные зависимости теории случайных колебаний.

The paper presents the main results of the research work related to the development of theoretical and experimental methods for assessment of vibration strength level of the drill string components using probability theory. Some data of the experiment statistical analysis are given. It is proposed to use basic dependencies of the theory of random vibrations for the assessment and analysis of drill string vibration strength in the process of well deepening.

Конструктивні особливості бурильної колони, а також умови її експлуатації дають можливість представити її у вигляді підвищеної на талевій системі механічної системи послідовно з'єднаних різьбовими муфтами пружних трубчастих стрижнів.

На бурильну колону під час поглиблення вибою свердловини діють силові фактори статичного і динамічного характеру, які залежать від способу буріння, фізико-механічних умов, режимів буріння тощо.

Бурильний інструмент приводять в обертовий рух двигуном за допомогою гнучкої системи бурильних труб, тому дія зовнішніх сил і моментів буде залежати від розташування колони в свердловині і від того, які сили діють на її низ, зокрема: стискальні – від осьового навантаження; згинальні – від сумісної дії відцентрових сил і ваги труб; скручувальні – від моменту опору на долоті. Не можна виключати і дії гідравлічних процесів промивальної рідини.

Отже, колона бурильних труб являє собою гнучку систему, яка в процесі буріння зазнає складних деформацій, викликаних змінними в часі і по довжині колони силовими факторами. Її довжина набагато перевищує поперечні розміри. Ця пружна система сприймає розтяг, стиск, згин, кручення і відповідні вібраційні процеси, параметри яких

не можуть бути представлені у вигляді якої-небудь відомої функції часу, оскільки їх значення безперервно змінюються і є випадковими (ймовірними).

Надалі будемо приймати ймовірні коливні процеси як стаціонарні й ергодичні. Хоча в деяких випадках таке припущення є хибним через те, що статистичні властивості, наприклад геолого-технічні, визначені у ході спостереження над однією реалізацією (на одній площі) для порівняно великого проміжку часу, не збігаються зі статистичними властивостями, отриманими під час спостереження над багатьма подібними, записаними на інших площах.

Напруження, що виникають у бурильній колоні (руйнуючі напруження), залежать від технології буріння та конструкції бурильної колони. Для визначення передчасних руйнувань, пов'язаних із появою руйнівних напружень, необхідно, щоб їх зміна знаходилася у допустимих межах, а вибір компоновки та режимних параметрів базувалися на динамічних розрахунках.

У подальшому для математичних досліджень випадкових коливань бурильної колони в процесі поглиблення вибою змодельємо її як стрижень зі ступінчастою зміною поперечного перерізу, який перебуває під дією осьових і відцентрових сил, крутного моменту, тиску промиваль-

ної рідини, що рухається. Навантаження, які діють на бурильну колону під час буріння свердловини, в основному не є періодичними в часі. Їх зміну може бути описано як випадковий процес. Для розрахунку випадкових вібрацій із метою визначення напруженого стану її елементів буде використано математичний апарат теорії випадкових коливань [1, 2].

Випадкові вібрації передусім обумовлені взаємодією долота з вибоєм, а також гідродинамічними навантаженнями з боку потоку промивальної рідини. Випадкові коливання бурильної колони, які виникають під час руйнування долотом породи вибою, передаються на опори кочення у вигляді кінематичних збурень вібрацій. Якщо виникає хвилеподібний вибій, то на зубкові збурення коливань накладається гармонічна складова коливань.

Розглянемо вібрації бурильної колони у ході буріння під дією стаціонарних випадкових навантажень, зокрема гармонічні коливання долота під дією хвилеподібного вибою.

Структура випадкової стаціонарної дії характеризується значними збурювальними функціями в кожний момент часу $u(t)$ і ступенем взаємного зв'язку між цими значеннями в моменти t і $t + \tau$. Вказаний ступінь взаємного зв'язку значень $u(t)$ і $u(t + \tau)$ встановлюється кореляційною функцією $R(\tau)$, яка визначається як середнє за часом від добутку $u(t)$ і $u(t + \tau)$

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u(t)u(t + \tau)dt; \text{ при } T \rightarrow \infty. \quad (1)$$

Кореляційна функція неперервного стаціонарного випадкового процесу є парною функцією від τ із максимумом при $\tau = 0$. Цей максимум дорівнює середньому квадратичному значенню випадкового процесу

$$R(0) = \overline{u^2} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u^2(t)dt; \text{ при } T \rightarrow \infty, \quad (2)$$

де u – вертикальне переміщення шарошкового долота.

Зі зростанням τ ступінь взаємного зв'язку $u(t)$ і $u(t + \tau)$ зменшується, внаслідок чого зменшується і $R(\tau)$. Тому ко-

реляційна функція завжди має вигляд затухаючої кривої (рис. 1). Для чистого випадкового процесу $R(\tau) = 0$.

Отже, за наявності у функції $u(t)$ періодичної і постійної від осевого навантаження складових, виходячи з рівняння (1), можна записати:

$$u(t) = u_1(t) + C_0 + C_1 \sin \omega t, \quad (3)$$

аналогічні складові будуть і в функції $R(\tau)$:

$$R(\tau) = R_1(\tau) + C_0^2 + \frac{C_1^2}{2} \cos \omega \tau. \quad (4)$$

Для обчислення кореляційної функції дійсного випадкового процесу необхідно графік конкретної реалізації (рис. 2) випадкової функції $u(t)$ на достатньо великому відрізку часу T_1 розділити на порівняно велике число n рівних інтервалів Δt .

Визначимо спектральну щільність випадкового процесу $\Phi(\omega)$, що дасть можливість з'ясувати реакцію бурильної колони на випадкову дію тих чи інших силових факторів. Спектральна щільність випадкового процесу являє собою перетворення Фур'є від кореляційної функції

$$\Phi(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-i\omega \tau} d\tau = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (5)$$

Спектральна щільність є статистичною характеристикою розподілення енергії процесу по частотах безперервного спектра. Це показує, яку долю енергії вносить у повну енергію системи складова з частотою ω .

У деяких джерелах [3] рекомендовано спектральну функцію визначати із застосуванням перетворення Фур'є безпосередньо для функції $u(t)$:

$$\Phi(\omega) = \lim_{T_1 \rightarrow \infty} \frac{2}{T_1} \left[\int_0^{T_1} u(t) e^{-i\omega t} dt \right]^2 \frac{1}{\pi}; \text{ при } T_1 \rightarrow \infty. \quad (6)$$

Використовуючи для подальшого розв'язання поставленої задачі положення [4], розглянемо вплив переміщення долота на роботу бурильної колони. Обертання шарошко-

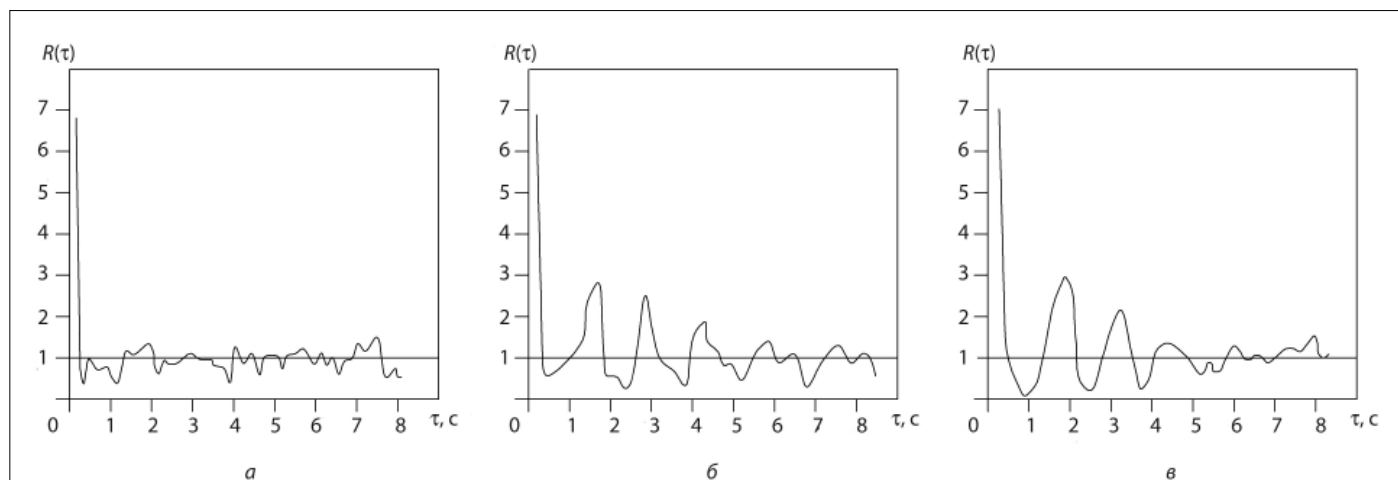


Рис. 1. Кореляційні функції, отримані за результатами відробки доліт у породах стрийської світи за роторного способу буріння. Вибій – 1240 м, $P_{oc} = 240$ кН, $n = 70$ об/хв, діаметр ОБТ 203 мм, довжина – 140 м: а – нового долота; б – у разі 20 % зносу зуба; в – у разі 40 % зносу зуба

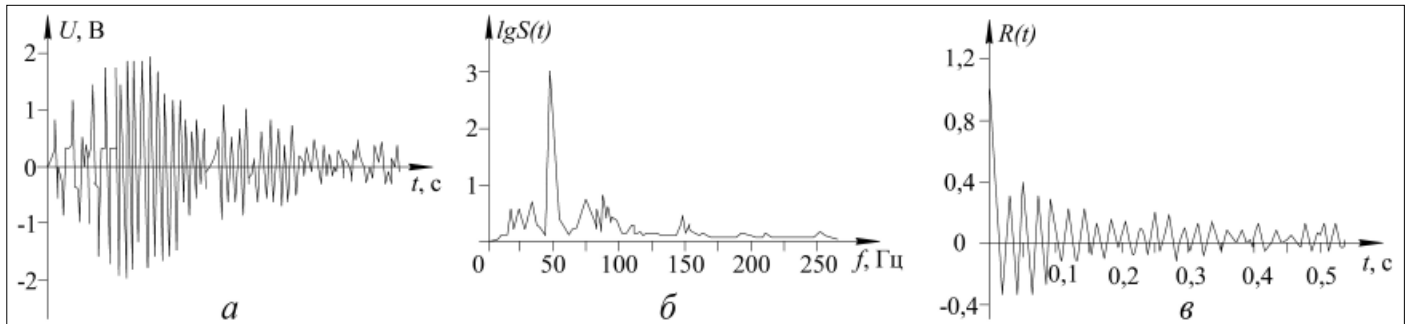


Рис. 2. Результати статистичної обробки запису вібрацій верху бурильної колони: а – реалізація; б – нормована спектральна щільність; в – нормована автокореляційна функція

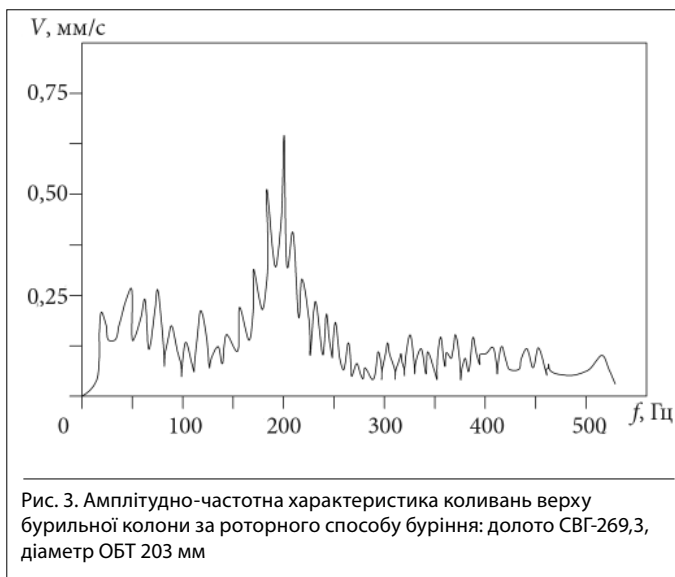


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика коливань верху бурильної колони за роторного способу буріння: долото СВГ-269,3, діаметр ОБТ 203 мм

вого долота призводить до зворотно-поступального вертикального його переміщення, яке передається колоні труб.

У колоні бурильних труб виникають пружні хвилі, пов'язані з перекочуванням шарошок із зуба на зуб, і перекочуванням самих шарошок як конусів по хвилеподібному вибою. Енергія коливань частково інтенсифікує руйнування вибою, частково розповсюджується по колоні, що призводить до динамічних навантажень її елементів і подальшої дисипації енергії. Згідно з [4], період поздовжніх коливань долота у разі синхронного обертання шарошок дорівнює $T_{п.к} = 60d/(z_b n D)$, а в разі асинхронного обертання – $T_{п.к} = 60d/(3z_b n D)$. Частота коливань $f = 1/T_{п.к}$.

Переміщення нижнього кінця колони в результаті перекочування шарошок по хвилеподібному вибою дорівнюватиме:

$$h_x = A \sin \omega t, \quad (7)$$

де A і ω – амплітуда і кутова частота поздовжніх коливань долота; $\omega = (\pi n/30)k$; k – число виступів на вибої, кратне числу шарошок.

Частоту коливань визначимо як $f_1 = nk/60$.

Іншим джерелом поздовжніх коливань є обертання бурильної колони. Через нерівномірність її обертання, яке

обумовлене неоднорідністю порід, які розбурюються, зміною сил тертя по довжині колони, моменту опору на долото тощо, відбувається випадкова зміна параметрів усіх коливальних процесів, які виникають і впливають на загальний динамічний стан бурильної колони.

Необхідно зазначити, що детермінований підхід до розв'язання задачі визначення динамічних напружень в елементах бурильної колони та їх надійності носить наближений характер і під час проектування буріння свердловин особливо складного профілю потребує застосування теорії надійності і випадкових коливань [5].

У цілому вібрації та навантаження, які діють на бурильну колону, є просторовими. Такі вібрації можна розмістити по координатних осях і розглядати як випадкові функції лише одного аргументу – часу. Отже, досліджується випадковий процес – випадкові функції часу. Аналіз вібрацій бурильної колони на основі теорії випадкових коливань дасть змогу підвищити достовірність визначення вібраційної надійності елементів бурильної колони.

Проаналізувавши дії випадкових вібрацій на бурильну колону, розділимо їх на вузькосмугову і широкосмугову вібрації.

Широкасмугова вібрація притаманна бурильній колоні за роторного способу буріння, коли між долотом і колоною немає конструкцій із фільтраційними властивостями, наприклад амортизатора, і вібрації від долота майже без спотворення потрапляють на ОБТ.

Вузькосмугові вібрації бурильної колони виникають найчастіше під час випадкових широкосмугових збурень (сили тертя, збурення коливаннями тиску промивальної рідини), реакцією якого на такі збурення є вузькосмуговий випадковий процес коливань.

Для подальшого аналізу коливань бурильної колони у разі випадкових динамічних збурень використаємо результати роботи [6].

Вузькосмугові вібрації бурильної колони виникають як її реакція на широкосмугове збурення. Середнє значення частоти вузькосмугової вібрації можна визначити за формулою Райса [7]:

$$\omega_0^2 = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 \Phi_{yy}(\omega) d\omega}{\int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{yy}(\omega) d\omega} = \frac{R_y''(0)}{R_y(0)}, \quad (8)$$

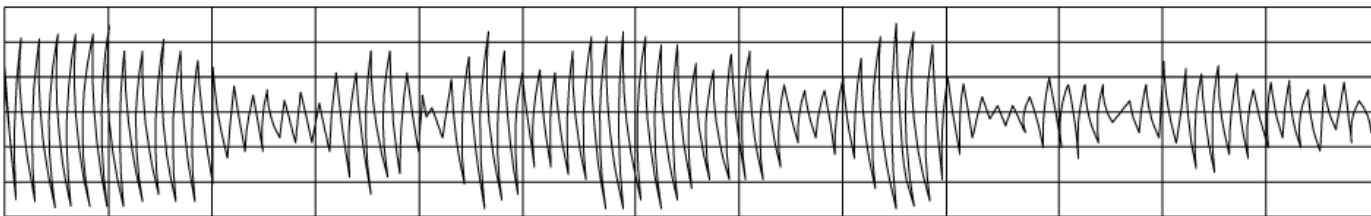


Рис. 4. Вузкосмуговий випадковий процес коливань верху бурильної колони під час буріння турбобуром А7ПД у стрийських відкладах

де ω_0 – математичне сподівання частоти; ω – переважна частота процесу; $\Phi_{YY}(\omega)$ – спектральна щільність стаціонарного випадкового процесу.

Як видно з рис. 1, кореляційна функція має вигляд затухаючої кривої, що вказує на послаблення кореляційного зв'язку зі збільшенням інтервалу τ .

Для опису кореляційної функції в цьому випадку можна застосувати вираз:

$$R_{YY}(\tau) = R_0 e^{-A\tau} \cos \omega \tau, \quad (9)$$

де R_0 і A – постійні.

Спектральна щільність при цьому буде дорівнювати:

$$\Phi_{YY}(\omega) = \frac{1}{\pi} \frac{AR_0}{(\omega - \theta)^2 + A^2} + \frac{1}{\pi} \frac{AR_0}{(\omega + \theta)^2 + A^2}, \quad (10)$$

а її максимум знаходитиметься близько до частоти $\omega = \pm \theta$.

Резонансні піки на амплітудно-частотній характеристиці (рис. 3) являють собою процес білого шуму, що доводить: математичне сподівання частоти ω_0 збігається з власною частотою коливань бурильної колони по основному тону. Таке явище спостерігається у ході буріння турбобуром у твердих і міцних породах. На рис. 4 наведено запис коливань верху бурильної колони під час буріння турбобуром А7ПД у твердих породах стрийських відкладів.

За математичним сподіванням частоти ω_0 можна визначити огинаючу вузкосмугового процесу вібрації бурильної колони (рис. 4):

$$A(t) = y^2(t) + \frac{y^2(t)}{\omega_0^2}. \quad (11)$$

Одномірна густина ймовірності підпорядковується закону розподілення Релея:

$$P = e^{-\frac{y_0^2}{2\sigma^2}}, \quad (12)$$

де y_0 – пікові значення деформації колони (включаючи прогини), викликані нормальним ймовірним збуренням вібрації.

Реакцію бурильної колони на широкопasmову випадкову вібрацію можна визначити як сумарне збурення декількох вузкосмугових випадкових вібрацій. Тоді середньоквадратичне значення переміщень бурильної колони під час вібрації можна визначити за формулою:

$$\sigma = \left[\int_{f_1}^{f_2} \eta_f^2 \Phi(f) df \right]^{1/2}, \quad (13)$$

де η_f – коефіцієнт динамічності – відношення амплітуди коливання долота до амплітуди відносних переміщень перерізів бурильної колони на заданій частоті; $\Phi(f)$ – спектральна щільність збурень випадкової вібрації у смузі частот f_1 і f_2 .

Якщо на бурильну колону діє широкопasmова випадкова вібрація, то у ній збуджуються одночасно коливання на всіх власних її частотах, якщо ж на бурильну колону діє вузкосмугова випадкова вібрація зі змінною випадковою частотою, резонансні коливання будуть збудовуватись послідовно.

Враховуючи, що під час вібрацій бурильної колони виникає зв'язок між переміщенням або віброшвидкістю і напруженнями як критерій у самій колоні та точках її взаємодії з елементами свердловини, можна з рівняння (11) за допомогою відповідних співвідношень знайти функцію розподілення амплітуд циклів напружень під час її вібрації. Крім того, можна обчислити розподілення амплітуд напружень у циклах, які використовують для визначення ймовірності пошкодження і втоми.

У разі випадкових динамічних збурень вібрацій бурильної колони аналогічно до збурень коливань у подібних системах, наприклад трубопроводів енергетичних установок, зв'язок залежностей спектральної щільності реакції і збурення можна записати у вигляді

$$\Phi_{YY}(\omega) = H^2(\omega) \Phi_{QQ}(\omega), \quad (14)$$

де $H(\omega)$ – передавальна функція бурильної колони, яка зв'язує збурення і реакцію й може бути визначена як відношення її реакції на гармонічне збурення до величини цієї дії; $\Phi_{QQ}(\omega)$ – спектральна щільність динамічного навантаження від вибою.

Опускаючи проміжні викладки і перетворення, напруження в перерізах бурильної колони під час випадкових коливань зобразимо у вигляді

$$\sigma_k = \frac{ED}{2} C_k(\omega) \frac{\partial^2 y_k(z)}{\partial z^2}, \quad (15)$$

де E – модуль пружності; D – зовнішній діаметр труби; C_k – коефіцієнт розкладу; $y_k(z)$ – власні функції – форми коливань колони; z – поздовжня координата.

Для середньоквадратичного значення напружень для k -тої форми коливань згідно з [6] можна записати так:

$$\sqrt{\sigma_k^2(z)} = \left[\int_0^\infty C_k(\omega) \frac{\Phi_{QQ}(\omega) d\omega}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\beta\omega\omega_0)^2}} \right] \frac{ED}{2}. \quad (16)$$

Сумарне напруження в бурильній колоні під час випадкових коливань дорівнюватиме:

$$\overline{\sigma^2}(z) = \sum_{k=1}^N \overline{\sigma_k^2}(z). \quad (17)$$

Оцінити довговічність бурильної колоні під час випадкових вібрацій можна за допомогою визначення середньоквадратичного напруження згідно з (16), (17) і подальшого розрахунку еквівалентного відносно утомної міцності напруження σ_p при чистому гармонічному навантаженні бурильної колоні.

Рівнем оцінки довговічності елементів бурильної колоні у першому наближенні може служити критерій віброміцності. Більш точне розв'язання задачі щодо довговічності елементів бурильної колоні з урахуванням утоми металу потребує визначення густини ймовірності $p([\sigma])/T$ перевищення напруження рівня $[\sigma]$ за час T середнього числа перевищень $\bar{n}([\sigma])/T$ за одиницю часу і середнього числа перевищень $\bar{n}([\sigma])/T$ рівня $[\sigma]$ за час T [8]. Обчислення вказаних характеристик має базуватися на аналізі статистик реальних вібрацій бурильної колоні в процесі буріння свердловин на заданій площі.

Список літератури

1. **Бендат Дж.** Измерение и анализ случайных процессов / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 463 с.
2. **Случайные колебания:** пер. с англ. / Под ред. А.А. Первозванского. – М.: Мир, 1967. – 356 с.
3. **Гладкий В.Ф.** Динамика конструкции летательного аппарата / В.Ф. Гладкий. – М.: Наука, 1969. – 495 с.
4. **Сароян А.Е.** Бурильные колонны в глубоком бурении / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1979. – 231 с.
5. **Костецкий Б.И.** Надежность и долговечность машин / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов. – К.: Техніка, 1975. – 406 с.
6. **Самарин А.А.** Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения / А.А. Самарин. – М.: Энергия, 1979. – 286 с.
7. **Райс С.** Теория флуктуационных шумов: сб. переводов / С. Райс // Теория передачи электрических сигналов при наличии

помех. – М.: Изд-во иностр. лит, 1953. – С. 88–238.

8. **Болотин В.В.** Статистические методы в строительной механике / В.В. Болотин. – М.: Стройиздат, 1961. – 204 с.

Автори статті



Огородніков Петро Іванович

Закінчив Львівський політехнічний інститут, механічний факультет, доктор технічних наук, професор, академік УНГА, член-кореспондент Гірничої академії України. Працює деканом факультету нафтогазової інженерії і комп'ютерних наук Міжнародного науково-технічного університету (м. Київ).

Світлицький

Віктор Михайлович

Доктор технічних наук, професор. Начальник науково-технічного відділу ПАТ «Укргазвидобування». Закінчив ІФНГ за спеціальністю геологія та розвідка нафтових і газових родовищ. Основні напрями наукових досліджень – вивчення процесів, які відбуваються у покладах високов'язких та парафінистих нафт зі зміною термодинамічних умов; моделювання глибинних процесів під час фільтрації пластових флюїдів; дослідження дисперсних системи порошкоподібних реагентів для інтенсифікації видобутку нафти і газу та магнітокермованих дисперсних систем для обмеження та ізоляції припливів пластових вод.



Гоголь Віталій Іванович

Асистент кафедри транспортування та зберігання нафти і газу Міжнародного науково-технічного університету (м. Київ). Закінчив ІФНТУНГ за спеціальністю газонафтопроводи та газонафтоосховища. Основний напрям наукових досліджень – динаміка і міцність бурильної колоні.



НОВИНИ

Природний газ домінує в інфраструктурі трубопроводів

Заплановані обсяги будівництва газопроводів у світі можуть призвести до швидкого зростання попиту на природний газ. З останнього огляду «BP Statistical Energy Outlook to 2030», протягом 2011–2020 рр. споживання природного газу в світі збільшуватиметься щорічно на 2,5 % порівняно з 0,9 % зростанням потреб у нафті.

Майже третину запланованих газопроводів буде побудовано в Азійсько-Тихоокеанському регіоні, для якого характерне швидке збільшення потреб у первинних енергоресурсах. Це пов'язано з розвитком економіки, зокрема Китаю та Індії.

Азійсько-Тихоокеанський регіон стає найбільшим споживачем нафти і природного газу, обсяг якого до 2020 р. становитиме близько 30,3 % від загальносвітового споживання. У 2011 р. в цьому регіоні споживалося 26,5 % від сумарного використання цих енергоресурсів у світі.

Pipeline & Gas Journal / July 2013, p. 14.